

スクロールレス遠心送風機の騒音に関する研究*
(羽根前縁と口金壁面間の距離, ベルマウス出口形状および口金すきまの影響)児玉 好雄^{*1}, 林 秀千人^{*1}佐柳 恒久^{*2}, 木下 歓治郎^{*2}Noise Generated by a Centrifugal Fan without Scroll Casing
(Effects of the distance between the leading edge of the blades and the wall of the mouthpiece, the geometry at the outlet of the bellmouth and the gap of the mouthpiece)Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI,
Tsunehisa SANAGI and Kanjiro KINOSHITA

Investigations of both noise and aerodynamic characteristics of a centrifugal fan without scroll casing were performed with respect to the effects of three parameters: (1) the distance between the leading edge of the blades and the inner wall of the mouthpiece, (2) the gap between the outer wall of the bellmouth and the inner wall of the mouthpiece and (3) the geometry at the outlet of the bellmouth. A formula was determined to predict the sound pressure level of turbulent noise from a centrifugal fan without scroll casing. It was shown that the total pressure and efficiency of the fan was reduced as the distance between the leading edge of the blades and the wall of the mouthpiece increased. If the geometry at the outlet of the bellmouth was straight, the sound pressure level appeared in the neighbourhood of 1.5 kHz and specific noise level was reduced as the gap between the outer wall of the bellmouth and the inner wall of the mouthpiece decreased. The agreement between the measured values and the predicted values of the sound pressure level of the turbulent noise was satisfactory.

Key Words: Fluid Machine, Centrifugal Fan, Fan Noise, Turbulent Noise, Centrifugal Fan without Scroll Casing

1. 緒 言

遠心送風機は低流量, 高圧力の送風機として工場, トンネルあるいは高層住宅の換気用に, さらには家庭用製品に組み込まれて利用されている。これらの送風機には, 通常運動エネルギーを圧力エネルギーに変換する目的でスクロールが設置されている。しかし, 近年冷暖房機用としてスクロールのない送風機, すなわちスクロールレスファンの利用が増えており, 店舗やオフィス等の天井に埋め込まれている。このようにスクロールレスファンは我々の身近な場所に設置されているため, この機器から発生する騒音が問題になっている。この機器の主たる騒音源はファンであり, ファン騒音の低減は急務である。

遠心送風機の騒音に関しては Moreland がハウジングの影響について⁽¹⁾, Neise が翼通過周波数騒音の相似則について⁽²⁾ 研究を行っている。一方, Emb-

leton は舌部すきまを広げることで約 12 dB, 舌部端を傾斜させることで約 2 dB の騒音の低減が得られたと述べている⁽³⁾。また, 森主は多翼ファンの騒音の発生源とその発生機構について議論し⁽⁴⁾, 児玉らは翼付き多層円板ファンの乱流騒音の予測式の誘導を行い, 理論値と実験値はかなりよい精度で一致することを明らかにしている⁽⁵⁾。Kind-Tobin はシロッコファンの流れの研究を行い, 羽根車の出口面積が入口面積よりも大きくなりすぎると羽根車の前面シュラウド近傍で逆流が生じるようになると述べている⁽⁶⁾。以上のようにケーシング付きの遠心送風機の流体力学的特性や騒音については研究がかなりなされているが, スクロールレス遠心送風機についての研究はあまりなされていないのが, 現状である。

以上の背景に立脚して本研究では, 羽根車前縁と口金内面間の距離(前縁距離と名付ける), ベルマウス出口形状および口金すきまが羽根車出口の流動状態および騒音特性に及ぼす影響について 5 種類の羽根車と 4 種類のベルマウスを用いて実験を行い, 考察した。さらに, 著者らの一部が誘導した乱流騒音の予測式の妥当性についても検討を行った。

* 1996 年 11 月 9 日 日本機械学会九州支部, 中国四国支部合同企画佐賀地方講演会において講演, 原稿受付 1996 年 11 月 13 日。

^{*1} 正員, 長崎大学工学部(〒852 長崎市文教町 1-14)。

^{*2} 正員, ダイキン工業(株)(〒591 堺市金岡町 1304)。

2. おもな記号

- A_r : 面積比 (羽根車の入口面積/出口面積)
 a_o : 音速 m/s
 B : 動翼枚数
 C : 翼弦長 m, mm
 D : 相対座標系における後流の幅 m, mm
 D_m : 口金口径 m, mm
 D_i : 羽根車内径 m, mm
 D_o : 羽根車外径 m, mm
 D_{B1} : ベルマウス入口直径 m, mm
 D_{B2} : ベルマウス出口直径 m, mm
 H_B : ベルマウス軸長 m, mm
 h_s : スパン長さ m, mm
 $K_s(A)$: A 特性における比騒音レベル dB
 $K_s(L)$: L 特性における比騒音レベル dB
 L_{lm} : 羽根前縁と口金壁面間の距離 mm
 P_T : 全圧 Pa
 Q : 送風機流量 $\text{m}^3/\text{s}, \text{m}^3/\text{min}$
 R : 任意の半径 m, mm
 R_i : 羽根車内半径 m, mm
 $\text{SPL}(A)$: A 特性における音圧レベル dB
 $\text{SPL}(L)$: L 特性における音圧レベル dB
 V_{r2} : 羽根車出口絶対速度の半径方向成分 m/s
 W_2 : 羽根車出口の相対速度 m/s
 W : 任意半径における相対速度 m/s
 Z : スパン方向の距離 m, mm
 z : 音源と観測点間の距離 m
 γ_1 : 翼の入口角 °
 γ_2 : 翼の出口角 °
 δ : 出口偏差角 °
 δ_m : 口金すきま mm
 ξ : 翼の取付角 °
 ρ : 空気の密度 kg/m^3

3. 乱流騒音の理論

本研究で用いられているスクロールレス遠心送風機はベルマウス入口部にフィルタなどが設置されているため乱流騒音は主として翼に流入する乱れと翼後縁から放出される渦に基づく騒音から成り立っていると考えられる。Sharland によれば、前者による音響出力は翼弦長 C と乱れの大きさ L との比の関数である揚力曲線のこう配に関与している⁽⁷⁾。本研究の場合フィルタの目の大きさは翼弦長に比較して非常に小さく、 L と C との比は 1/30 以下と考えられるので、乱れに起因する乱流騒音は渦放出に基づく騒音に比較して無

視できる。著者らの一部は翼後縁から放出される渦によって発生する乱流騒音のモデル解析を行い、騒音の音響出力 E の予測式として式(1)を提案している⁽⁸⁾。

$$E = \pi \rho B \int_{\text{SPAN}} DW^6 dZ / 2400 a_o^3 \dots\dots\dots (1)$$

ここで B は動翼枚数、 ρ は空気の密度、 D は後流の幅、 Z はスパン方向の距離、 W は相対速度、 a_o は音速である。なお、相対速度は羽根入口から出口へ向かって変化するので、どの半径位置で与えるかを議論すべきである。相対速度は羽根入口から出口まで直線的に変化すると仮定した場合、 $R = 1.2R_i$ の位置の相対速度を式(1)の W に用いれば、乱流騒音の音圧レベルを ± 2 dB 以内の精度で予測できることが示された。したがって予測値を求める際には、この半径における相対速度を採用することにする。スクロールレス遠心送風機では、羽根車下流の流れは再び上流へ流出するため全音響出力が上流側へ伝ばすることになる。このことを勘案すれば、音響出力 E と軸中心上のベルマウス端から z の距離にある測定点の音圧レベル SPL は p_o を最小可聴音圧として、次式で関係付けられる⁽⁸⁾。

$$\text{SPL} = 10 \log_{10} (3 \rho a_o E / 4 \pi z^2 p_o^2) \dots\dots\dots (2)$$

4. 実験装置および方法

図1は実験装置の概要を示したものである。図1(a)は騒音測定用装置で、実際に使用されている空調用装置である。空気はフィルタを通過してベルマウスから流入し、羽根車によって加速された後、幅 25 mm、高さ 170 mm の熱交換器を通過する。その後、熱交換器と外壁間の幅 70 mm の空間へと流入し、その外壁により、90° 転向して上向き流れとなり、吹出し角 45° で機外へ流出する。羽根車出口の流動状態の計測は羽根車出口より 10 mm 大きい半径位置の 4 断面 [図1(a)の中の MP 1~MP 4] をスパン方向に約 10 mm 間隔で行った。熱交換器に流入する流量はどの羽根車の場合も一定となるように回転数を制御した。このため本実験では、羽根車の回転数はスライダックの電圧調整により、いずれも羽根車の周速度が 13.5 m/s になるように制御した。図1(b)は羽根車の流体力学的特性を測定するための装置である。供試羽根車は縦 5.7 m、横 3.5 m、高さ 2.7 m のプレナムチャンバの中に設置されている。このチャンバの下流側には直径 400 mm の円形ダクトが接続されており、この管路の途中には補助用の遠心送風機が設置されている。流量は補助送風機の下流側に設けたオリフィスで計測し、流量調整は円形の管路入口に取付けたコニ

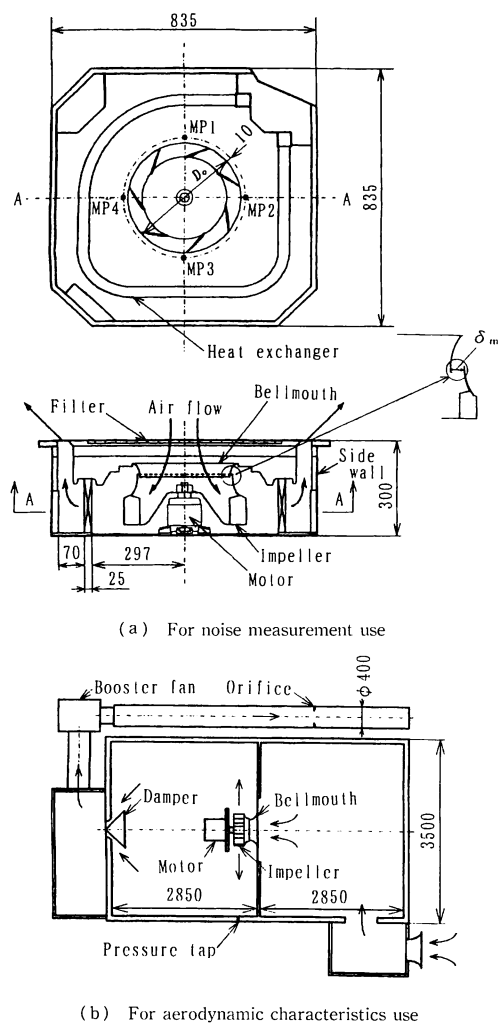


Fig. 1 Experimental apparatus

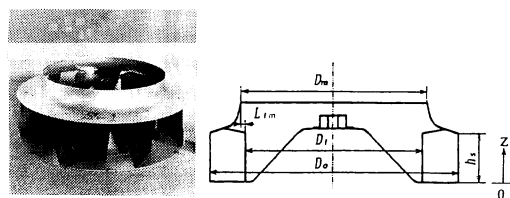


Fig. 2 Test impeller

カルダンパで行った。また、全圧はプレナムチャンバの側壁で計測した。軸出力は電動機の入力に電動機効率を掛けたものか、またはトルクメータで計測したものから求めた。

図2(a)に供試羽根車の例として No. 1 羽根車を示

Table 1 Main dimensions of the impeller

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
<i>B</i>	7	7	7	8	8
<i>D_o</i> mm	380	380	380	420	450
<i>D_i</i> mm	270	250	270	298	320
<i>D_m</i> mm	270	298	330	298	320
<i>C</i> mm	116	116	116	131	136
<i>δ_m</i> mm	3.5	3.5	3.5	3.5	5.0
<i>A_r</i>	0.48	0.48	0.48	0.53	0.57

Table 2 Main dimensions of the bellmouth

Bellmouth	BM-N	BM-L	BM-M	BM-S
Profile	Circular-arc	Straight	Straight	Straight
<i>D_{b1}</i> mm	400	400	400	400
<i>D_{b2}</i> mm	291	292	288	278
<i>H_b</i> mm	54	54	54	54

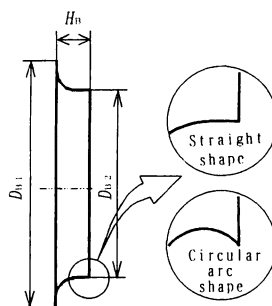


Fig. 3 Outlet profile of the bellmouth

す。本研究で用いた羽根車の羽根はすべて二次元翼であり、図2(b)にはその概要が示されている。図2(b)中の D_m は口金口径、 D_i は羽根車内径、 D_o は羽根車外径、 L_{tm} は前縁距離である。本研究では5種類の羽根車(翼断面形状はいずれもクラーク Y 形)が用いられたが、羽根車の羽根形状はいずれも後向き羽根である。前縁距離 L_{tm} が零の No. 1 羽根車と翼の諸元はまったく同じで、口金口径のみを変えたものが、No. 2 羽根車と No. 3 羽根車で前縁距離はそれぞれ 14 mm と 30 mm である。また、羽根車入口と出口との面積比が送風機の流体力学的特性と騒音特性に及ぼす影響を調べるために No. 4 羽根車と No. 5 羽根車が用いられた。いずれの羽根車も前縁距離は零である。この場合翼弦長や羽根車直径などが異なるため、厳密には面積比の影響のみを議論したことにはならないが、ソリディティと羽根車出口の速度三角形をほぼ同じにしていることより、面積比の影響が最も大きいと考えて、本研究では、No. 1, No. 4, No. 5 羽根車の比較を面積比の影響として取扱った。

羽根車の主要な諸元を表1に示す。表1に示してい

るようにすべての羽根車において取付角 ξ 、出口角、入口角は共通である。実験時の回転数はすべての羽根車外縁の周速度がほぼ等しくなるように、No. 1~3 羽根車は 700 rpm, No. 4 羽根車は 600 rpm, No. 5 羽根車は 580 rpm に設定している。

ベルマウスの出口形状と口金すきま δ_m [図 1(a)] の影響を調べるために 4 種類のベルマウスが用いられた。図 3 に示すようにベルマウスの出口形状は円弧 ($R = 30$ mm) にしたものが 1 種類 (BM-N ベルマウス) あり、この場合の平均の口金すきまは 3.5 mm である。他は直線形状のベルマウスで、平均口金すきまは 3 mm (BM-L), 5 mm (BM-M), 10 mm (BM-S) となっている。表 2 はベルマウスの出口形状と寸法を示したものである。

騒音測定はベルマウス入口端から 1 m 上流の、送風機軸中心上の点に 1/2 in マイクロホン付き精密騒音計を設置して行った。また、騒音計からの出力は FFT アナライザを用いて周波数分析を行い、ビデオ

プリンタで記録した。なお、音圧レベルは工学的意味を考慮した L 特性と、聴感補正を施した A 特性で計測した。

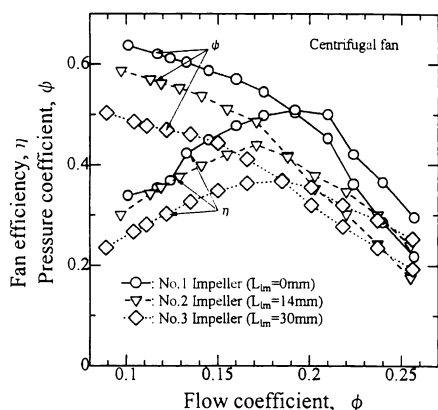
5. 実験結果および考察

5・1 特性曲線 図 4 は図 1(b) の装置で計測したスクロールレス遠心送風機特性を示したものである。図 4 中の ϕ は圧力係数, ϕ は流量係数, η は電動機と送風機の総合効率であり、次式で定義されている。

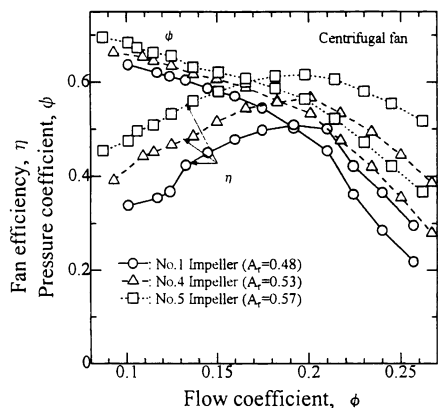
$$\phi = 2P_T / \rho U_o^2, \quad \phi = 4Q / \pi D_o h_s U_o$$

$$\lambda = 8L / \pi \rho D_o h_s U_o^3, \quad \eta = \phi \phi / \lambda \dots \dots \dots (3)$$

ここで λ は動力係数, P_T は全圧 (Pa), ρ は空気密度 (kg/m^3), U_o は羽根車外縁の周速度 (m/s), D_o は羽根車直径 (m), h_s はスパン長さ (m), L は電動機の軸出力 (W) である。図 4(a) は羽根前縁と口金内面との距離 (前縁距離) L_{im} が送風機特性に及ぼす影響を回転数 N が 700 rpm について示したものである。前縁距離 L_{im} が長くなるにつれて送風機効率と全圧は低下することがわかる。これは前縁距離が長いと前面シュラウドの前縁側近傍において圧力面から負圧面への漏れ流れが生じ、負圧面側の境界層厚さが厚くなるためである。前縁距離を変えた場合には、最高効率点は流量係数が 0.17~0.2 の範囲にある。また、羽根車出口の流動状態は面積比 A_r にも関係している。図 4(b) に示すように、 A_r が小さくなるにしたがって送風機効率は低下する。これは面積比が小さいと前面シュラウド近傍で流れが翼面からはがれて逆流を生じるようになり⁽⁶⁾⁽⁹⁾、送風機効率が低下するためと考えられる。前縁距離を零として面積比を変えた場合には最高効率点は流量係数がほぼ 0.2 近傍にあり、前縁距離を変えた場合より最高効率点の流量係数の羽根車間による差は小さい。



(a) Effects of distance, L_{im}



(b) Effects of areal ratio, A_r

Fig. 4 Characteristic curves

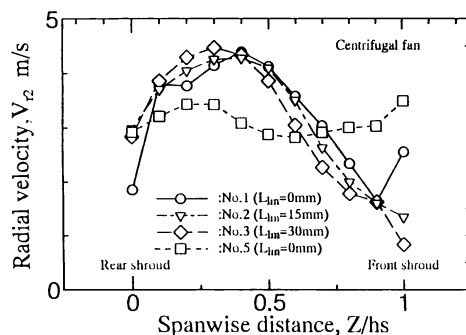


Fig. 5 Distributions of the radial velocity (Effects of distance, L_{im})

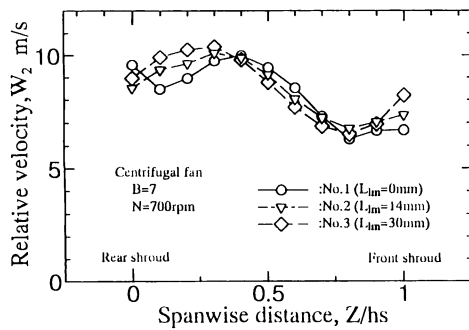
5.2 半径方向速度成分 図5は最高効率点近傍における半径方向速度 V_{r2} のスパン方向 [図2(b)] 分布を示したものである。○印, ▽印, ◇印の比較から、前縁距離 L_{im} が長いほど、スパン方向の距離 Z/h_s が0.4以上の領域で速度が低くなることがわかる。これは前述したように前縁部において圧力面から負圧面への漏れ流れが生じ、境界層が厚くなるためである。図5中には□印で面積比を0.57に増加させた場合の結果も併記している。面積比が0.48の○印に比べて前面シュラウド近傍の流れが随分改善されており、速度分布は平たんになることがわかる。なお、図5以後の実験はすべて図1(a)の装置で行い、作動点は最高効率点近傍である。

5.3 相対速度 相対速度は送風機騒音を支配する因子のうちで最も重要なものである。したがって、相対速度を低く抑えることが騒音低減の観点からは肝要である。図6(a)は前縁距離が出口相対速度に与える影響を示したものである。相対速度はシュラウド近傍で小さく、ハブ近傍で大きくなる傾向を示すが、スパン平均で判断すれば、前縁距離による差は小さいといえる。図6(b)から口金すきまおよびベルマウス出口形状はほとんど出口相対速度分布およびスパン平均

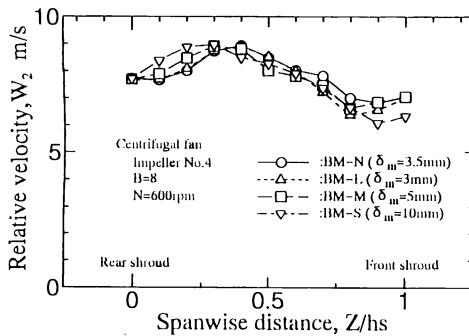
値に影響を与えないといえる。

5.4 出口偏差角 図7(a), (b)はそれぞれ出口偏差角に及ぼす前縁距離 L_{im} と羽根車入口・出口の面積比 A_r の影響を示した例である。図7(a)からスパン距離 Z/h_s がほぼ0.6以上で L_{im} が長いほど出口偏差角は大きくなっている。これは L_{im} が長いほど羽根前縁近傍で圧力面から負圧面への漏れ流れが多くなり、これが境界層を発達させているためである。一方、面積比 A_r の影響としては図7(b)に示されるように A_r が0.48の場合、前面シュラウド近傍で出口偏差角が大きくなるが、面積比が0.53と0.57では差はほとんどなく、No.1羽根車より平たんになっている。これは A_r が小さいと前面シュラウド近傍で翼に流入した流れが翼面に沿わなくなり、その領域は面積比が小さいほど後面シュラウド側へ広がることを示唆している。以上の結果から、前縁距離は零にして、面積比をできるだけ大きくとることが送風機の流体力学的特性改善の面からは望ましいと考えられる。

5.5 後流の幅 式(1)中の後流の幅は相対座標系のものである。この座標系における後流の幅を予測する方法として絶対座標系で計測した速度変動波形から後流の幅を計測し、出口速度三角形を利用してこれ

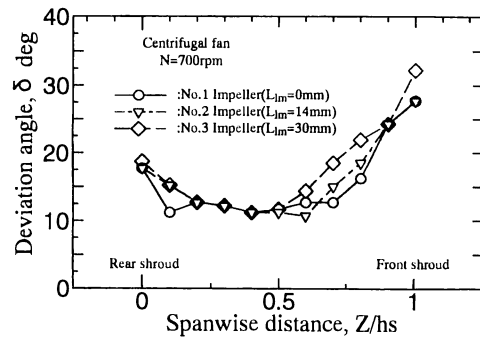


(a) Effects of distance, L_{im}

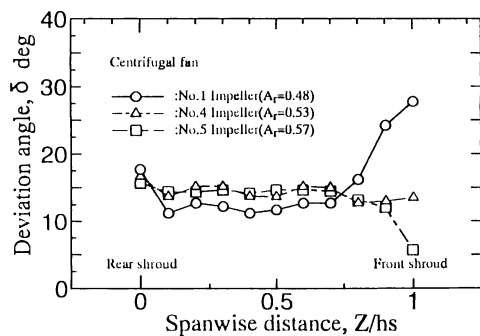


(b) Effects of gap of mouthpiece, δ_m

Fig. 6 Distribution of the relative velocity



(a) Effects of distance, L_{im}



(b) Effects of areal ratio, A_r

Fig. 7 Distribution of the deviation angle

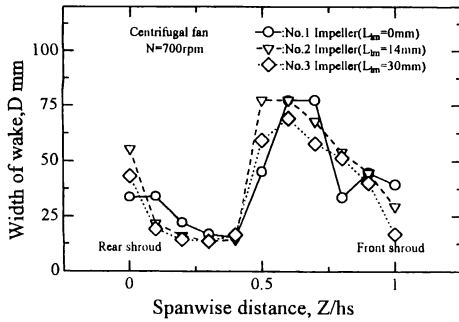
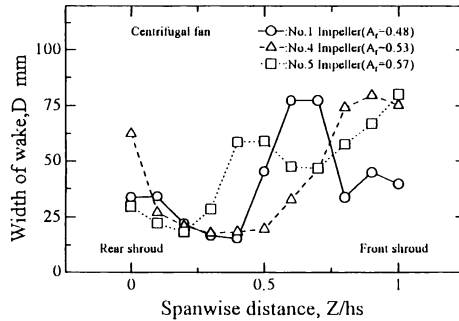
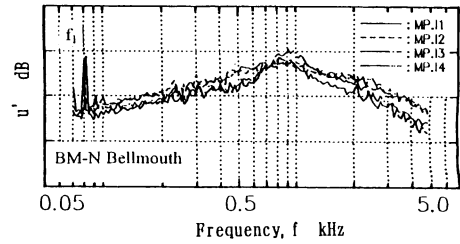
(a) Effects of distance, L_{tm} (b) Effects of areal ratio, A_r

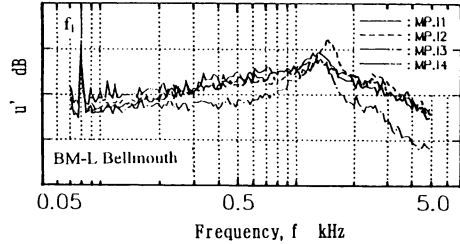
Fig. 8 Distributions of the width of wake

を相対座標系の後流の幅に換算する方法と速度三角形から求めた相対流出角と翼の取付角を利用して求める方法がある⁽¹⁰⁾。本研究では前者から後流の幅の予測を行った。図8(a), (b)はそれぞれ前縁距離 L_{tm} 面積比 A_r が後流の幅 D に及ぼす影響を示したものである。図8(a)に見られるように三者間の差はわずかである。この場合には、スパン方向の距離 Z/h_s が0.5~0.6近傍で後流の幅の著しい増加が見られる。これは羽根入口面積が出口面積に比べて小さいため羽根入口近傍の流れがはく離し、境界層が厚くなったためと思われる。面積比を大きくすれば、図8(b)に示されるように Z/h_s が0.5~0.6近傍における後流の幅は低下するが、逆に前面シュラウド近傍の後流の幅が増加する傾向が見られる。前面シュラウド近傍の後流の幅をさらに低減させるには、面積比 A_r をもっと大きくする必要があるだろう。

5・6 口金出口の速度変動 図9は口金すきまのほぼ中央で計測した流れの速度変動成分のスペクトル分布である。計測点は円周方向に90°間隔の4断面(図9中のMP.11~MP.14)である。なお、図9中の f_1 は羽根車の回転周波数である。図9(a)はベルマウスの出口が円弧形状の場合を、図9(b)は直線形状の

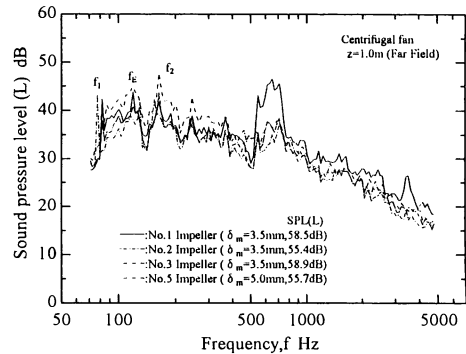


(a) BM-N Bellmouth



(b) BM-L Bellmouth

Fig. 9 Spectral distributions of the turbulent velocity

Fig. 10 Spectral distributions of the fan noise (Effects of the distance, L_{tm})

場合である。なお、平均口金すきまは前者が3.5 mm、後者が3 mmである。図9(a)から円弧形状の場合には0.7~0.9 kHz近傍に、図9(b)から出口形状が直線形状のベルマウスの場合には1.5 kHz近傍に乱れのレベルに盛上がりが見られる。以上のように乱れのスペクトル分布はベルマウスの出口形状によって、そのレベルは口金すきまの大きさによって異なる(図省略)。

5・7 騒音のスペクトル分布 図10は前縁距離 L_{tm} が送風機騒音のスペクトル分布に及ぼす影響を示したものである。全帯域騒音(L特性)は L_{tm} が14 mm(二点鎖線)のときが55.4 dBと最も低く、 L_{tm} が0 mm(実線, 58.5 dB), 30 mm(一点鎖線, 58.9 dB)の

順に高くなる。 L_{im} が 30 mm の場合が全帯域騒音が高くなるのは 0.5 kHz 以下の低周波数側で音圧レベルが高いことによっている。これは羽根入口部における圧力面から負圧面への漏れ流れによって生じた乱れと、漏れ流れによって境界層が厚くなったことによると推測される。また、実線で示される L_{im} が 0 mm の場合には 0.6~0.7 kHz で音圧レベルの盛上がりが見られ、これが全帯域騒音の増加に寄与している。この盛上がりは口金すきまを通る流れによって生じたものと考えられる[図 9(a)]。また、前縁距離を設けると 700 Hz 帯域の音圧レベルはかなり低くなる。図 10 中の点線は口金すきまが 5 mm の No. 5 羽根車の結果である。この場合も 700 Hz 帯域の音圧レベルは No. 1 羽根車や No. 4 羽根車(図 11 の実線参照)に比べてかなり低い。このように 700 Hz 近傍の音圧レベルは前縁距離や口金すきまの大きさに関係が深い。なお、図 10 中の f_E は電動機の電磁騒音であり、 f_1 と f_2 は回転騒音である。この回転騒音は羽根車が偏心して回転しているために生じたものと考えられる。

図 11 はベルマウスの形状と口金すきまが騒音のスペクトル分布に及ぼす影響を示したものである。ベルマウス出口形状が円弧であれば実線で示されるように 1.5 kHz 近傍の周波数域に音圧レベルの盛上がりは見られないが、出口が直線形状の場合は口金すきまの大きさにかかわらず、1.5 kHz 近傍の周波数域に音圧レベルの盛上がりが見られる。これは図 9(b) に示した乱れのスペクトル分布と相関が強い。したがって、この騒音は口金すきまを通る流れの乱れに起因するものと考えられる。以上の結果から、出口形状が円弧のベルマウスの場合には 0.7 kHz 近傍に音圧レベルの盛上がりが見れ、そのレベルは口金すきまに係る。一方、出口形状が直線形状の場合には、0.7 kHz

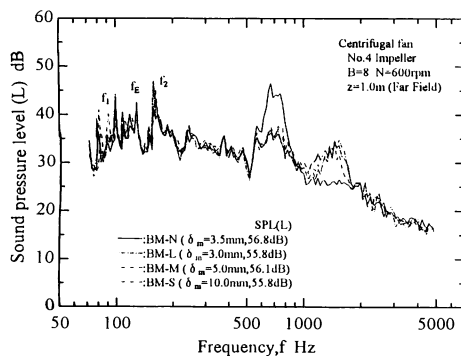


Fig. 11 Spectral distributions of the fan noise (Effects of the gap, δ_m)

と 1.5 kHz 近傍に音圧レベルの盛上がりが見れる。そのレベルは両者ともに口金すきまの大きさによらずほぼ一定である。

5・8 比騒音レベル 表 3 は各羽根車による音圧レベル SPL と比騒音レベル K_s を示したものである。なお、括弧の中の L と A はそれぞれ騒音計の L 特性と A 特性で計測されたことを示している。比騒音レベルは次式で表され、この値が低いほど良好な羽根車である。

$$K_s = \text{SPL} - 10 \log_{10}(QP_T^2) + 20 \quad \cdots \cdots (4)$$

ここで Q は流量 (m^3/min)、 P_T は全圧 (Pa) である。No.1, No.2, No.3 羽根車の比較は前縁距離が比騒音レベルに及ぼす影響を示したものである。 $K_s(L)$ では前縁距離が 14 mm の No. 2 羽根車が最もレベルが低く、前縁距離が 0 mm の No. 1 羽根車、前縁距離 30 mm の No. 3 羽根車の順に高くなる。No. 1 羽根車が No. 2 羽根車より比騒音レベルが高い理由の一つは 600~700 Hz 近傍の音圧レベルに盛上がりを生じるためである(図 10)。また、前縁距離を 30 mm と長くすれば、圧力面から負圧面への漏れ流れが多くなるため、圧力低下が大きくなり、さらに境界層が発達し乱流騒音が増大することによって比騒音レベルは増加する。本研究範囲では $L_{im} = 14$ mm の場合が比騒音レベルが最も低く、この近傍に前縁距離の最適値が存在すると思われる。この距離は羽根車外半径の 7.4 % に相当する。

次に前縁距離は 0 mm として、羽根車入口と出口との面積比 A_r を変えた場合の比騒音レベルについて考

Table 3 Specific noise level (Comparison between impellers)

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
N rpm	700	700	700	600	580
L_{im} mm	0	14	30	0	0
A_r	0.48	0.48	0.48	0.53	0.57
$SPL(L)$ dB	58.5	55.4	58.9	56.8	55.7
$SPL(A)$ dB	54.8	49.1	50.8	53.6	49.0
$K_s(L)$ dB	28.4	26.1	29.9	28.5	23.9
$K_s(A)$ dB	24.7	19.8	21.8	25.3	17.2

Table 4 Specific noise level (Comparison between bell-mouths)

Bellmouth	BM-N	BM-L	BM-M	BM-S
δ_m mm	3.5	3.0	5.0	10.0
$SPL(L)$ dB	56.8	55.8	56.1	55.8
$SPL(A)$ dB	53.6	49.9	49.3	49.4
$K_s(L)$ dB	28.5	27.2	28.4	28.3
$K_s(A)$ dB	25.3	21.3	21.6	21.9

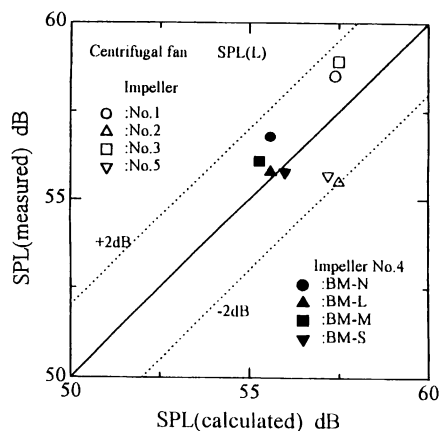


Fig. 12 Comparison of predicted value of sound pressure level with measured value

察する。No. 1, No. 4, No. 5 羽根車を比較すれば、表 3 に示されるように比騒音レベルは面積比が最も大きい No. 5 羽根車が最も低い。これは面積比を増加させることによって前面シュラウド近傍の流れが改善され、圧力が増加したことと、口金すきまを 5 mm にしたため 700 Hz 帯域の騒音が低減したことによっている。これらの結果から判断すれば、比騒音レベルおよび音圧レベルの両面から面積比はできるだけ大きくなり、口金すきまは 3.5 mm を避けるようにしたほうがよいことを示している。

また、ベルマウス形状と口金すきまから判断すれば、表 4 に示したように、 $K_s(L)$ はわずかな差ではあるが口金すきまが 3 mm で、かつベルマウス出口形状が直線の場合 (BM-L) が比騒音レベルは最も低い。

5・9 実験値と予測値との比較 図 12 は乱流騒音の実験値と式 (1) と式 (2) から得られる予測値とを比較したものである。ただし、乱流騒音の実験値は全帯域騒音エネルギーから f_1, f_2, f_E などの離散周波数騒音の騒音エネルギーを差引いた値を用いている。図 12 中の実線は実験値と予測値とが一致していることを、点線は ± 2 dB の誤差を示している。実験値と予測値はほぼ ± 2 dB 以内の範囲で一致しており、スクロールレス遠心送風機の場合でも、予測式 (1) を用いれば、 ± 2 dB 以内の精度で乱流騒音の予測が可能であることがわかる。

6. 結 論

本研究ではスクロールレス翼形遠心ファンについて、羽根前縁と口金壁面間の距離、口金すきまおよび

ベルマウス出口形状が羽根車出口の流れと騒音に及ぼす影響を実験的に調査し、さらに乱流騒音の予測式の妥当性の検討を行った。その結果、以下の結論を得た。

(1) 翼の諸元を変えずに口金口径のみを広げて、羽根前縁と口金壁面間の距離を変えた場合、その距離が長くなるに従って翼前縁側で圧力面から負圧面への漏れ流れが増加し、境界層が発達するため、送風機圧力および効率は低下する。

(2) 口金すきまを狭くすることは、すきまからの漏れ流れを減少させ、送風機の圧力を増加させる効果があるが、本研究の場合にはすきまを 3.5 mm にすると 0.7 kHz 近傍の騒音が増加する。したがって、適切なすきまを選ぶ必要がある。また、ベルマウス出口形状を直線にすれば、口金すきま出口において 1.5 kHz 近傍の乱れが強くなり、この帯域の音圧レベルが増加する。

(3) 本実験範囲では、翼弦長、外直径、面積比が最大の、No. 5 羽根車が比騒音レベルは最も低い。

(4) 本実験範囲内では、予測式 (1) を用いれば、種々の大きさやベルマウス形状の異なるスクロールレス遠心送風機の乱流騒音をほぼ ± 2 dB 以内の精度で予測することができる。

おわりに本実験に協力された当時長崎大学大学院学生の岩崎信幸、学部学生の江崎浩、広瀬信男、伊藤昭宏の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Moreland, J. B., Housing Effects on Centrifugal Blower Noise, *J. Sound Vib.*, 36-2(1974), 191-205.
- (2) Neise, W., Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans, *J. Sound Vib.*, 43-1(1975), 61-75.
- (3) Embleton, T. F. W., Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, *J. Acoust. Soc. AMERICA*, 35-5(1963), 700-705.
- (4) 森主憲, 多翼ファンの騒音発生源, 機論, 57-543, B(1991), 3837-3844.
- (5) 児玉好雄・ほか 3 名, 翼付き多層円板の乱流騒音について, 機論, 62-596, B(1996), 1420-1427.
- (6) Kind, R. J. and Tobin, M.G., Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type, *Trans. ASME*, 112(1990), 84-90.
- (7) Sharland, I. J., Sources of Noise in Axial Flow Fans, *J. Sound Vib.*, 1-3(1963), 302-322.
- (8) 深野徹・ほか 2 名, 低圧軸流送風機の乱流騒音について, 機論, 41-435(1975), 1479-1488.
- (9) 生井武文, 送風機と圧縮機, (1968), 107, 朝倉書店.
- (10) 児玉好雄・深野徹, 低圧軸流送風機の乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測, 機論, 53-492, B(1987), 2514-2520.